



PCT

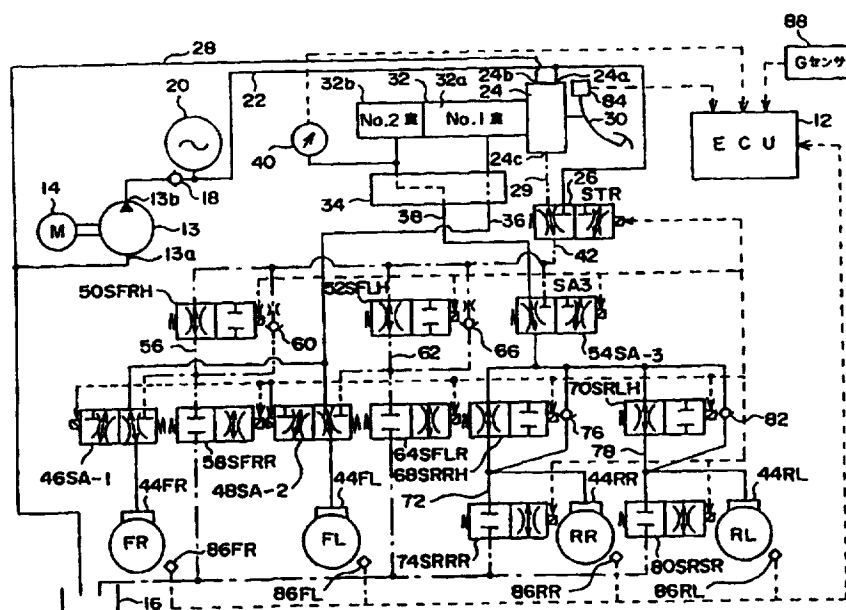
特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(51) 国際特許分類6 B60T 8/00, 8/24	A1	(11) 国際公開番号 WO98/06609
		(43) 国際公開日 1998年2月19日(19.02.98)
(21) 国際出願番号 PCT/JP97/02510	(22) 国際出願日 1997年7月18日(18.07.97)	(81) 指定国 AU, CA, CN, KR, US, 欧州特許 (AT, BE, CH, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).
(30) 優先権データ 特願平8/214560 1996年8月14日(14.08.96) JP		添付公開書類 国際調査報告書
(71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について) トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA)[JP/JP] 〒471 愛知県豊田市トヨタ町1番地 Aichi, (JP) (72) 発明者; および (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ) 吉田浩朗(YOSHIDA, Hiroaki)[JP/JP] 米山雅利(YONEYAMA, Masatoshi)[JP/JP] 〒471 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi, (JP) (74) 代理人 弁理士 伊東忠彦(ITO, Tadahiko) 〒150 東京都渋谷区恵比寿4丁目20番3号 恵比寿ガーデンプレイスタワー32階 Tokyo, (JP)		

(54)Title: BRAKE FORCE CONTROL DEVICE

(54)発明の名称 制動力制御装置

32a ... No. 1 chamber
32b ... No. 2 chamber
88 ... G sensor



(57) Abstract

Brake assist control (BA control) is executed to generate a brake liquid pressure for generating a greater brake force than at the time of normal state when an emergency braking operation is judged to be performed by a driver. In the case where executing requirements for ABS control are met (step 100) and an absolute value of lateral acceleration Gy exceeds a predetermined value K (step 102), BA control is inhibited for rear wheels and a great brake liquid pressure is supplied only to front wheels. In this case, since reduction in cornering forces on the rear wheels, accompanying execution of BA control is suppressed, a tendency for oversteering is suppressed.

(57) 要約

運転者によって緊急ブレーキ操作が実行されたと判断される際に通常時に比して大きな制動力を発生する制動液圧を発生させるブレーキアシスト制御（BA制御）を実行する。BA制御の実行条件が成立しており（ステップ100）、かつ、横加速度Gyの絶対値が所定値Kを超えている場合（ステップ102）は、後輪についてのBA制御を禁止して、前輪にのみ大きな制動液圧を供給する。この場合、BA制御の実行に伴う後輪のコナリングフォースの低下が抑制されるため、オーバーステア傾向が抑制される。

PCTに基づいて公開される国際出版のパンフレット第一頁に記載されたPCT加盟国を同定するために使用されるコード（参考情報）

AL	アルバニア	ES	スペイン	LK	スリランカ	SE	スウェーデン
AM	アルメニア	FI	フィンランド	LR	リベリア	SG	シンガポール
AT	オーストリア	FR	フランス	LS	レソト	SI	スロヴェニア
AU	オーストラリア	GA	ガボン	LT	リトアニア	SK	スロヴァキア共和国
AZ	アゼルバイジャン	GB	英国	LU	ルクセンブルグ	SL	シエラレオネ
BA	ボスニア・ヘルツェゴビナ	GE	グルジア	LV	ラトヴィア	SN	セネガル
BB	バルバドス	GH	ガーナ	MC	モナコ	SZ	スワジランド
BE	ベルギー	GM	ガンビア	MD	モルドヴァ共和国	TD	チャド
BF	ブルキナ・ファソ	CN	ギニア	MG	マダガスカル	TG	トーゴ
BG	ブルガリア	GW	ギニアビサウ	MK	マケドニア旧ユーゴス	TJ	タジキスタン
BJ	ベナン	GR	ギリシャ		ラヴィア共和国	TM	トルクメニスタン
BR	ブラジル	HU	ハンガリー	ML	マリ	TR	トルコ
BY	ベラルーシ	ID	インドネシア	MN	モンゴル	TT	トリニダード・トバゴ
CA	カナダ	IE	アイルランド	MR	モリタニア	UA	ウクライナ
CF	中央アフリカ共和国	IL	イスラエル	MW	マラウイ	UG	ウガンダ
CG	コンゴ	IS	アイスランド	MX	メキシコ	US	米国
CH	スイス	IT	イタリア	NE	ニジェール	UZ	ウズベキスタン
CI	コートジボアール	JP	日本	NL	オランダ	VN	ヴェトナム
CM	カメルーン	KE	ケニア	NO	ノルウェー	YU	ユーゴスラビア
CN	中国	KG	キルギスタン	NZ	ニュー・ジーランド	ZW	ジンバブエ
CU	キューバ	KP	朝鮮民主主義人民共和国	PL	ポーランド		
CZ	チェコ共和国	KR	大韓民国	PT	ポルトガル		
DE	ドイツ	KZ	カザフスタン	RO	ルーマニア		
DK	デンマーク	LC	セントルシア	RU	ロシア連邦		
EE	エストニア	LI	リヒテンシュタイン	SD	スーダン		

明細書

制動力制御装置

5 技術分野

本発明は、制動力制御装置に係り、特に、自動車用制動装置によって発生される制動力を制御する装置として好適な制動力制御装置に関する。

10 背景技術

- 従来より、例えば特開平 4 - 1 2 1 2 6 0 号に開示される如く、所定値を超える操作速度でブレーキペダルが操作された場合に、緊急ブレーキが要求されたと判断して、ブレーキ踏力に対する制動液圧を通常時に比して高めて大きな制動力を発生させる装置が知られている。制動液圧を高めて大きな制動力を発生するようにすると、
- 15 単位時間当たりにオイルシリンダに流入するブレーキフルードの流量が増加する。このため、上記従来装置によれば、緊急ブレーキを意図する制動操作が行われた後に、急激にオイルシリンダ圧の昇圧を図ること、すなわち、急激に制動力を立ち上げることができる。
- 20 以下、上述の如く、緊急ブレーキの要求時に制動液圧を高めて大きな制動力を発生させる制御をブレーキアシスト制御（B A 制御）と称す。

- 自動車において加速操作または制動操作が行われると、タイヤには車両前方または後方へ向かう摩擦力が発生する。車両には、この
- 25 摩擦力が駆動力または制動力として作用する。また、自動車において旋回操作が行われると、タイヤには、旋回方向内側へ向かう摩擦力が発生する。車両には、この摩擦力がコーナリングフォースとして作用する。

自動車の旋回中に加速操作または制動操作が行われると、タイヤ

には、旋回方向内側へ向かう摩擦力と車両前方または後方へ向かう摩擦力とを合成した摩擦力が発生する。タイヤが発生し得る合成摩擦力の最大値は、タイヤのグリップ能力、路面の摩擦 μ 、および、タイヤの接地荷重によって決定される。

- 5 自動車のタイヤは、合成摩擦力の方向によらず、ほぼ同じグリップ能力を示す特性を有している。タイヤの接地荷重および路面の摩擦 μ が一定である状況下でタイヤが発生し得る合成摩擦力の最大値に相当するベクトルを、タイヤの接地中心回りに一周させると、ベクトル先端部の軌跡は円を描く。以下、この円をタイヤの摩擦円と称す。
- 10

- 自動車のタイヤは、車両の走行状態に応じて、摩擦円の範囲内で種々の方向に向かう合成摩擦力が発生する。従って、車両の旋回中に加速操作または制動操作が行われ、その結果タイヤに前後方向の摩擦力が発生すると、タイヤが発生し得るコーナリングフォースは、
- 15 加速操作または制動操作が開始される以前に比して減少する。

- また、タイヤの摩擦円の半径は、路面の摩擦 μ が大きいほど、また、タイヤの接地荷重が大きいほど大きくなる。自動車において制動操作が行われると、荷重移動によって前輪の接地荷重が増加し、一方、後輪の接地荷重が減少する。このため、制動操作が開始されると、前輪の摩擦円は大きくなり、一方、後輪の摩擦円は小さくなる。
- 20

- 上記従来の装置は、車両が旋回中であると否とに関わらず、緊急ブレーキの要求時には、常に同様にB A制御を実行する。自動車の旋回中にB A制御が実行されると、前輪および後輪の双方に車両後方へ向かう大きな摩擦力が発生する。前輪の摩擦円は、B A制御が開始されることにより大きくなる。このため、前輪については、車両後方へ向かう摩擦力が発生しても、その影響でコーナリングフォースが大きく減少することはない。
- 25

しかしながら、後輪においては、B A制御が開始されることによ

り、車両後方へ向かう摩擦力が発生することに加え、摩擦円が小さくなるという現象が生ずる。このため、車両の旋回中にB A制御が実行されると、後輪が発生するコーナリングフォースが減少し、車両特性がオーバーステア側に変化することがある。

5

発明の開示

本発明は、上述の点に鑑みてなされたものであり、車両の旋回中に緊急ブレーキが要求された場合に、車両特性がオーバーステア側に変化するのを抑制すると共に、大きな制動力を発生する制動力制御装置を提供することを目的とする。

上記の目的は、運転者によって緊急ブレーキ操作が実行されたと判断される際に通常時に比して大きな制動力を発生させるために制動液圧を高めるブレーキアシスト制御を実行する制動力制御装置において、車両の旋回状態を表す旋回特性値を検出する旋回状態検出手段と、所定値を超える旋回特性値が検出された場合に、前記ブレーキアシスト制御の実行に伴う後輪の制動液圧の増大傾向を、前輪の制動液圧の増大傾向に比して小さくする後輪制動力抑制手段と、を備える制動力制御装置により達成される。

本発明において、所定値を超える旋回特性値が検出される程度に車両が急旋回をしている場合は、運転者によって緊急ブレーキ操作が実行されることにより、前輪の制動液圧が通常時に比して大きな制動力を発生させることができる液圧に制御される。この際、後輪の制動液圧は、前輪の制動液圧に比して小さな制動力を発生させる液圧に制御される。ブレーキアシスト制御が実行されることにより、後輪の摩擦円は小さくなる。しかしながら、上記の如く、ブレーキアシスト制御に伴う後輪の制動液圧の上昇幅が抑制されると、後輪が発生するコーナリングフォースの減少量が抑制される。ブレーキアシスト制御に伴う後輪のコーナリングフォースの減少量が抑制されると、車両のオーバーステア傾向が抑制される。

上記構成において、前記後輪制動力抑制手段が、ブレーキアシスト制御の実行に伴う後輪の制動液圧の上昇勾配を、所定値を超える旋回特性値が検出されていない場合に実現される上昇勾配に比して低下させる上昇勾配低下手段を備えるようにすることもできる。

5 この構成において、ブレーキアシスト制御に伴う後輪の制動液圧の上昇率は、所定値を超える旋回特性値が検出されている場合、すなわち、車両が急旋回中である場合に、車両が急旋回中でない場合に比して小さくなる。このため、車両の急旋回中は、ブレーキアシスト制御が開始された後、後輪の制動液圧が緩やかに上昇する。

10 また、上記制動力制御装置において、前記後輪制動力抑制手段が、所定値を超える旋回特性値が検出された場合は、後輪についてのブレーキアシスト制御の実行を禁止するアシスト禁止手段を備えることとしても良い。

この構成において、車両が急旋回中である場合は、後輪についての
15 のブレーキアシスト制御が禁止される。この場合、ブレーキアシスト制御の実行に伴う制動力の変更は、前輪についてのみ実行される。

図面の簡単な説明

図 1 は、本発明の一実施例である制動力制御装置のシステム構成
20 図である。

図 2 は、車両の旋回中に車輪に生ずるコーナリングフォースを説明するための図である。

図 3 は、車両の旋回中に制動操作が行われた場合に車輪に生ずるコーナリングフォースおよび制動力を説明するための図（その 1）
25 である。

図 4 は、車両の旋回中に制動操作が行われた場合に一般的に生ずる操舵特性の変化を説明するための図である。

図 5 は、車両の旋回中に制動操作が行われた場合に車輪に生ずるコーナリングフォースおよび制動力を説明するための図（その 2）

である。

図 6 は、本発明の第 1 実施例において実行される制御ルーチンの一例のフローチャートである。

図 7 は、本発明の第 1 実施例において車両の直進時にブレーキアシスト制御が実行されることにより実現されるホイルシリンダ圧 $P_{w/c}$ の変化である。

図 8 は、本発明の第 1 実施例において車両の旋回中にブレーキアシスト制御が実行されることにより実現されるホイルシリンダ圧 $P_{w/c}$ の変化である。

10 図 9 は、本発明の第 2 実施例において実行される制御ルーチンの一例のフローチャートである。

図 10 は、本発明の第 2 実施例において車両の旋回中にブレーキアシスト制御が実行されることにより実現されるホイルシリンダ圧 $P_{w/c}$ の変化である。

15 図 11 は、本発明の第 3 実施例である制動力制御装置のシステム構成図である。

発明を実施するための最良の形態

図 1 は、本発明の一実施例のシステム構成図を示す。図 1 に示す制動力制御装置は、電子制御ユニット 12（以下、ECU 12 と称す）により制御されている。制動力制御装置は、ポンプ 13 を備えている。ポンプ 13 は、その動力源としてモータ 14 を備えている。ポンプ 13 の吸入口 13a はリザーバタンク 16 に連通している。また、ポンプ 13 の吐出口 13b には、逆止弁 18 を介してアキュムレータ 20 が連通している。ポンプ 13 は、アキュムレータ 20 内に、常に所定の液圧が蓄圧されるように、リザーバタンク 16 内のブレーキフルードを、その吐出口 13b から圧送する。

25 アキュムレータ 20 は、高圧通路 22 を介してレギュレータ 24 の高圧ポート 24a、およびレギュレータ切り換えソレノイド 26

(以下、STR 26 と称す) に連通している。レギュレータ 24 は、
5 低圧通路 28 を介してリザーバタンク 16 に連通する低圧ポート 24 b と、制御液圧通路 29 を介して STR 26 に連通する制御液圧ポート 24 c を備えている。STR 26 は、制御液圧通路 29 および高圧通路 22 の一方を選択的に導通状態とする 2 位置の電磁弁であり、常態では、制御液圧通路 29 を導通状態とし、かつ、高圧通路 22 を遮断状態とする。

レギュレータ 24 には、ブレーキペダル 30 が連結されていると共に、マスタシリンダ 32 が固定されている。レギュレータ 24 は、
10 その内部に液圧室を備えている。液圧室は、常に制御液圧ポート 24 c に連通されていると共に、ブレーキペダル 30 の操作状態に応じて、選択的に高圧ポート 24 a または低圧ポート 24 b に連通される。レギュレータ 24 は、液圧室の内圧が、ブレーキペダル 30 に作用するブレーキ踏力 F_P に応じた液圧に調整されるように構成されている。このため、レギュレータ 24 の制御液圧ポート 24 c
15 には、常に、ブレーキ踏力 F_P に応じた液圧が表れる。以下、この液圧をレギュレータ圧 P_{RE} と称す。

ブレーキペダル 30 に作用するブレーキ踏力 F_P は、レギュレータ 24 を介して機械的にマスタシリンダ 32 に伝達される。また、
20 マスタシリンダ 32 には、レギュレータ 24 の液圧室の液圧に応じた、すなわちレギュレータ圧 P_{RE} に応じた力が伝達される。以下、この力をブレーキアシスト力 F_A と称す。従って、ブレーキペダル 30 が踏み込まれると、マスタシリンダ 32 には、ブレーキ踏力 F_P とブレーキアシスト力 F_A との合力が伝達される。

25 マスタシリンダ 32 は、その内部に第 1 液圧室 32 a と第 2 液圧室 32 b とを備えている。第 1 液圧室 32 a および第 2 液圧室 32 b には、ブレーキ踏力 F_P とブレーキアシスト力 F_A との合力に応じたマスタシリンダ圧 $P_{M/c}$ が発生する。第 1 液圧室 32 a に発生するマスタシリンダ圧 $P_{M/c}$ および第 2 液圧室 32 b に発生するマ

スタシリンダ圧 $P_{M/c}$ は、共にプロポーショニングバルブ 34（以下、Pバルブ 34 と称す）に連通している。

5 Pバルブ 34 には、第1 液圧通路 36 と第2 液圧通路 38 とが連通している。Pバルブ 34 は、マスタシリンダ圧 $P_{M/c}$ が所定値に満たない領域では、第1 液圧通路 36 および第2 液圧通路 38 に対して、マスタシリンダ圧 $P_{M/c}$ をそのまま供給する。また、Pバルブ 34 は、マスタシリンダ圧 $P_{M/c}$ が所定値を超える領域では、第1 液圧通路 36 に対してマスタシリンダ圧 $P_{M/c}$ をそのまま供給すると共に、第2 液圧通路に対してマスタシリンダ圧 $P_{M/c}$ を所定の
10 比率で減圧した液圧を供給する。

第2 液圧通路 38 には、マスタシリンダ圧 $P_{M/c}$ に比例した電気信号を出力する油圧センサ 40 が加設されている。油圧センサ 40 の出力信号は ECU 12 に供給されている。ECU 12 は、油圧センサ 40 の出力信号に基づいて、マスタシリンダ 32 に生じている
15 マスタシリンダ圧 $P_{M/c}$ を検出する。

上述した STR 26 には、第3 液圧通路 42 が連通している。第3 液圧通路 42 は、STR 26 の状態に応じて、制御液圧通路 29 または高圧通路 22 の一方と連通状態とされる。本実施例において、左右前輪 FL, FR に配設されるホイルシリンダ 44 FL, 44 FR
20 R には、Pバルブ 34 に連通する第1 液圧通路 36、または、STR 26 に連通する第3 液圧通路 42 から制動液圧が供給される。また、左右後輪 RL, RR に配設されるホイルシリンダ 44 RL, 44 RR には、Pバルブ 34 に連通する第2 液圧通路 38、または、STR 26 に連通する第3 液圧通路 42 から制動液圧が供給される。

25 第1 液圧通路 36 には、第1 アシストソレノイド 46（以下、SA-1 46 と称す）、および第2 アシストソレノイド 48（以下、SA-2 48 と称す）が連通している。一方、第3 液圧通路 42 には、右前輪保持ソレノイド 50（以下、SFRH 50 と称す）、左前輪保持ソレノイド 52（以下、SFLH 52 と称す）、および第3 ア

シストソレノイド 5 4（以下、S A₋₃ 5 4 と称す）が連通している。

S F R H 5 0 は、常態では開弁状態を維持する 2 位置の電磁開閉弁である。S F R H 5 0 は、調圧用液圧通路 5 6 を介して、S A₋₁ 4 6 および右前輪減圧ソレノイド 5 8（以下、S F R R 5 8 と称す）に連通している。第 3 液圧通路 4 2 と調圧用液圧通路 5 6 との間には、調圧用液圧通路 5 6 側から第 3 通路 4 2 側へ向かう流体の流れのみを許容する逆止弁 6 0 が並設されている。

S A₋₁ 4 6 は、第 1 液圧通路 3 6 および調圧用液圧通路 5 6 の一方を選択的にホイルシリンダ 4 4 F R に導通させる 2 位置の電磁弁であり、常態（オフ状態）では、第 1 液圧通路 3 6 とホイルシリンダ 4 4 F R とを導通状態とする。一方、S F R R 5 8 は、調圧用液圧通路 5 6 とリザーバタンク 1 6 とを導通状態または遮断状態とする 2 位置の電磁開閉弁である。S F R R 5 8 は、常態（オフ状態）では調圧用液圧通路 5 6 とリザーバタンク 1 6 とを遮断状態とする。

S F L H 5 2 は、常態では開弁状態を維持する 2 位置の電磁開閉弁である。S F L H 5 2 は、調圧用液圧通路 6 2 を介して、S A₋₂ 4 8 および左前輪減圧ソレノイド 6 4（以下、S F L R 6 4 と称す）に連通している。第 3 液圧通路 4 2 と調圧用液圧通路 6 2 との間には、調圧用液圧通路 6 2 側から第 3 通路 4 2 側へ向かう流体の流れのみを許容する逆止弁 6 6 が並設されている。

S A₋₂ 4 8 は、第 1 液圧通路 3 6 および調圧用液圧通路 6 2 の一方を、選択的にホイルシリンダ 4 4 F L に導通させる 2 位置の電磁弁であり、常態（オフ状態）では、第 1 液圧通路 3 6 とホイルシリンダ 4 4 F L とを導通状態とする。一方、S F L R 6 4 は、調圧用液圧通路 6 2 とリザーバタンク 1 6 とを導通状態または遮断状態とする 2 位置の電磁開閉弁である。S F L R 6 4 は、常態（オフ状態）では調圧用液圧通路 6 2 とリザーバタンク 1 6 とを遮断状態とする。

第 2 液圧通路 3 8 は、上述した S A₋₃ 5 4 に連通している。S A

5 354の下流側には、右後輪RRのオイルシリンダ44RRに対応して設けられた右後輪保持ソレノイド68（以下、SRRH68と称す）、および、左後輪RLのオイルシリンダ44RLに対応して設けられた左後輪保持ソレノイド70（以下、SRLR70と称す）が連通している。SA-354は、第2液圧通路38および第3液圧通路42の一方を、選択的にSRRH68およびSRLR70に連通させる2位置の電磁弁であり、常態（オフ状態）では、第2液圧通路38とSRRH68およびSRLR70とを連通状態とする。

10 SRRH68の下流側には、調圧用液圧通路72を介して、オイルシリンダ44RR、および、右後輪減圧ソレノイド74（以下、SRRR74と称す）が連通している。SRRR74は、調圧用液圧通路72とリザーバタンク16とを導通状態または遮断状態とする2位置の電磁開閉弁であり、常態（オフ状態）では調圧用液圧通路72とリザーバタンク16とを遮断状態とする。また、SA-354と調圧用液圧通路72との間には、調圧用液圧通路72側からSA-354側へ向かう流体の流れのみを許容する逆止弁76が並設されている。

20 同様に、SRLH70の下流側には、調圧用液圧通路78を介して、オイルシリンダ44RL、および、左後輪減圧ソレノイド80（以下、SRLR80と称す）が連通している。SRLR80は、調圧用液圧通路78とリザーバタンク16とを導通状態または遮断状態とする2位置の電磁開閉弁であり、常態（オフ状態）では調圧用液圧通路78とリザーバタンク16とを遮断状態とする。また、25 SA-354と調圧用液圧通路78との間には、調圧用液圧通路78側からSA-354側へ向かう流体の流れのみを許容する逆止弁82が並設されている。

本実施例のシステムにおいて、ブレーキペダル30の近傍には、ブレーキスイッチ84が配設されている。ブレーキスイッチ84は、

ブレーキペダル 30 が踏み込まれている場合にオン出力を発するスイッチである。ブレーキスイッチ 84 の出力信号は ECU 12 に供給されている。ECU 12 は、ブレーキスイッチ 84 の出力信号に基づいて、運転者によって制動操作がなされているか否かを判別する。

本実施例のシステムにおいて、左右前輪 FL, FR および左右後輪 RL, RR の近傍には、それぞれ各車輪が所定回転角回転する毎にパルス信号を発する車輪速センサ 86 FL, 86 FR, 86 RL, 86 RR (以下、これらを総称する場合は符号 86 ** を付して表す) が配設されている。車輪速センサ 86 ** の出力信号は ECU 12 に供給されている。ECU 12 は、車輪速センサ 86 ** の出力信号に基づいて、各車輪 FL, FR, RL, RR の回転速度、すなわち、各車輪 FL, FR, RL, RR の車輪速度を検出する。

また、本実施例のシステムにおいて、ECU 12 には、加速度センサ 88 が接続されている。加速度センサ 88 は、車両に作用する車幅方向の加速度 (以下、横加速度 G_y と称す) に応じた信号を出力する。ECU 12 は、加速度センサ 88 の出力信号に基づいて、車両の旋回状態を検出する。

ECU 12 は、油圧センサ 40、ブレーキスイッチ 84、車輪速センサ 86 **、および、加速度センサ 88 の出力信号に基づいて、上述した STR 26、SA-1 46、SA-2 48、SA-3 54、SFRH 50、SFLH 52、SFRR 58、SFLR 64、SRRH 68、SRLH 70、SRRR 74、および、SRLR 80 に対して適宜駆動信号を供給する。

以下、本実施例の制動力制御装置の動作を説明する。本実施例の制動力制御装置は、車両状態が安定している場合は、ブレーキペダル 30 に作用するブレーキ踏力 F_p に応じた制動力を発生させる通常制御を実行する。通常制御は、図 1 に示す如く、STR 26、SA-1 46、SA-2 48、SA-3 54、SFRH 50、SFLH 52、

S F R R 5 8、S F L R 6 4、S R R H 6 8、S R L H 7 0、S R R R 7 4、および、S R L R 8 0を全てオフ状態とすることで実現される。

すなわち、図 1 に示す状態においては、ホイルシリンダ 4 4 F R
 5 および 4 4 F L は第 1 液圧通路 3 6 に、また、ホイルシリンダ 4 4 R R および 4 4 R L は第 2 液圧通路 3 8 にそれぞれ連通される。この場合、ブレーキフルードは、マスタシリンダ 3 2 とホイルシリンダ 4 4 F R、4 4 F L、4 4 R L、4 4 R R（以下、これらを総称する場合は符号 4 4 ** を付して表す）との間で授受されることとなり、各車輪 F L、F R、R L、R R において、ブレーキ踏力 F_p に
 10 応じた制動力が発生される。

本実施例において、何れかの車輪についてロック状態へ移行する可能性が検出されると、その車輪についてアンチロックブレーキ制御（以後、ABS 制御と称す）の実行条件が成立したと判別され、
 15 以後、ABS 制御が開始される。ECU 1 2 は、車輪速センサ 8 6 ** の出力信号に基づいて各車輪の車輪速度 V_{WFL} 、 V_{WFR} 、 V_{WRL} 、 V_{WRR} （以下、これらを総称する場合は符号 V_{W**} を付して表す）を演算し、それらの車輪速度 V_{W**} に基づいて、公知の手法により車体速度の推定値 V_{so} （以下、推定車体速度 V_{so} と称す）を演算する。
 20 そして、車両が制動状態にある場合に、次式に従って個々の車輪のスリップ率 S を演算し、 S が所定値を超えている場合に、その車輪がロック状態に移行する可能性があると判断する。

$$S = (V_{so} - V_{W**}) \cdot 100 / V_{so} \quad \dots (1)$$

ECU 1 2 は、右前輪 F R について ABS 制御の実行条件が成立
 25 すると判断した場合は S A -₁ 4 6 に対して駆動信号を出力する。また、ECU 1 2 は、左前輪 F R について ABS 制御の実行条件が成立すると判断した場合は S A -₂ 4 8 に対して駆動信号を出力する。
 そして、ECU 1 2 は、左右後輪 R L、R R の何れかについて ABS 制御の実行条件が成立すると判断した場合は S A -₃ 5 4 に対して

駆動信号を出力する。

SA₋₁46がオン状態とされると、ホイルシリンダ44FRが、
第1液圧通路36から遮断されて調圧用液圧通路56に連通される。
また、SA₋₂48がオン状態とされると、ホイルシリンダ44FL
5 が、第1液圧通路36から遮断されて調圧用液圧通路62に連通さ
れる。更に、SA₋₃54がオン状態とされると、SRRH68およ
びSRLH70が第2液圧通路38から遮断されて第3液圧通路4
2に連通される。

上記の如くSA₋₁46、SA₋₂およびSA₋₃がオン状態とされる
10 と、ホイルシリンダ44**が、対応する保持ソレノイドSFRH5
0, SFLH52, SRRH68, SRLH70（以下、これらを
総称する場合は、保持ソレノイドS**Hと称す）、および、対応す
る減圧ソレノイドSFRR58, SFLR64, SRRR74, S
15 RLR80（以下、これらを総称する場合は、減圧ソレノイドS**
Rと称す）に連通し、かつ、保持ソレノイドS**Hに、第3液圧通
路42およびSTR26を介して、レギュレータ圧P_{RE}が導かれる
状態が形成される。

上記の状況下で、保持ソレノイドS**Hが開弁状態とされ、かつ、
減圧ソレノイドS**Rが閉弁状態とされると、対応するホイルシリ
20 ンダ44**のホイルシリンダ圧P_{w/c}が、レギュレータ圧P_{RE}を上
限值として増圧される。以下、この状態を（1）増圧モードと称す。
また、上記の状況下で保持ソレノイドS**Hが閉弁状態とされ、か
つ、減圧ソレノイドS**Rが閉弁状態とされると、対応するホイル
シリンダ44**のホイルシリンダ圧P_{w/c}が増減されることなく保
25 持される。以下、この状態を（2）保持モードと称す。更に、上記
の状況下で保持ソレノイドS**Hが閉弁状態とされ、かつ、減圧ソ
レノイドS**Rが開弁状態とされると、対応するホイルシリンダ4
4**のホイルシリンダ圧P_{w/c}が減圧される。以下、この状態を
（3）減圧モードと称す。

ECU 12は、制動時における各車輪のスリップ率Sが適当な値に収まるように、すなわち、各車輪がロック状態に移行しないように、適宜上述した(1)増圧モード、(2)保持モードおよび(3)減圧モードを実現する。

- 5 ABS制御の実行中に、運転者によってブレーキペダル30の踏み込みが解除された後は、速やかにホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ が減圧される必要がある。本実施例のシステムにおいて、各ホイールシリンダ44**に対応する油圧経路中には、ホイールシリンダ44**側から第3液圧通路42側へ向かう流体の流れを許容する逆止弁60, 66, 76, 82が配設されている。このため、本実施例のシステムによれば、ブレーキペダル30の踏み込みが解除された後に、速やかに全てのホイールシリンダ44**のホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ を減圧させることができる。

- 15 本実施例のシステムにおいてABS制御が実行されている場合、ホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ は、ホイールシリンダ44**に対してレギュレータ24からブレーキフルードが供給されることにより、すなわち、ホイールシリンダ44**に対してポンプ13からブレーキフルードが供給されることにより増圧される。また、ホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ は、ホイールシリンダ44**内のブレーキフルードがリザーバタンク16に流出されることにより減圧される。ホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ の増圧が、マスタシリンダ32を液圧源として行われるとすれば、増圧モードと減圧モードとが繰り返し行われた場合に、マスタシリンダ32内のブレーキフルードが徐々に減少し、いわゆるマスタシリンダの床付きが生ずる場合がある。

- 25 これに対して、本実施例のシステムの如く、ポンプ13を液圧源としてホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ の昇圧を図ることとすれば、かかる床付きを防止することができる。このため、本実施例のシステムによれば、長期間にわたってABS制御が続行される場合においても、安定した作動状態を維持することができる。

ところで、本実施例のシステムにおいて、ABS制御は、何れかの車輪について、ロック状態に移行する可能性が検出された場合に開始される。従って、ABS制御が開始させるためには、その前提として、何れかの車輪に大きなスリップ率 S が生ずる程度の制動操作がなされる必要がある。

車両の運転者が上級者である場合は、緊急ブレーキが必要とされる状況が生じた後、速やかにブレーキ踏力 F_p を急上昇させ、かつ、大きなブレーキ踏力 F_p を長期間にわたって維持することができる。ブレーキペダル30に対してかかるブレーキ踏力 F_p が作用すれば、マスタシリンダ32から各ホイールシリンダ44**に対して十分に高圧の制動液圧を供給することができ、ABS制御を開始させることができる。

しかしながら、車両の運転者が初級者である場合は、緊急ブレーキが必要とされる状況が生じた後、ブレーキ踏力 F_p が十分に大きな値にまで上昇されない場合がある。ブレーキペダル30に作用するブレーキ踏力 F_p が、緊急ブレーキが必要となった後十分に上昇されない場合には、各ホイールシリンダ44**のホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ が十分に昇圧されず、ABS制御が開始されない可能性がある。

このように、車両の運転者が初級者であると、車両が優れた制動能力を有しているにも関わらず、緊急制動操作時でさえ、その能力が十分に発揮されない場合がある。そこで、本実施例のシステムにおいては、ブレーキペダル30が緊急ブレーキを意図して操作され、かつ、ブレーキ踏力 F_p が十分に上昇されない場合に、強制的にホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ を昇圧させる制御を実行することとしている。以下、この制御をブレーキアシスト制御(BA制御)と称す。本実施例のシステムにおいて、ブレーキペダル30にブレーキ踏力 F_p が付与されると、マスタシリンダ32には、ブレーキ踏力 F_p に応じたマスタシリンダ圧 $P_{m/c}$ が発生する。通常の制動操作が行われた場合は、緊急ブレーキを意図する制動操作が行われた場合に比

してマスタシリンダ圧 $P_{M/c}$ が緩やかに変化する。また、通常の制動操作に伴って生ずるマスタシリンダ圧 $P_{M/c}$ は、緊急ブレーキを意図する制動操作に伴って生ずるマスタシリンダ圧 $P_{M/c}$ に比してその収束値が低圧である。

- 5 このため、制動操作が開始された後、油圧センサ 40 に検出されるマスタシリンダ圧 $P_{M/c}$ が、所定値を超える変化率で、かつ、十分に大きな値にまで上昇された場合は、緊急ブレーキを意図する制動操作が行われたと判断することができる。また、制動操作が開始された後、マスタシリンダ圧 $P_{M/c}$ が所定値に比して小さな変化率を示す場合、および、マスタシリンダ圧 $P_{M/c}$ の収束値が所定値に到達しない場合は、通常ブレーキを意図する制動操作が行われたと判断することができる。

- 10 本実施例においては、油圧センサ 40 によって検出されるマスタシリンダ圧 $P_{M/c}$ （以下、その値を検出値 $S P_{M/c}$ と称す）、および、その変化率 $\Delta S P_{M/c}$ が所定の緊急ブレーキ条件を満たし、かつ、検出値 $S P_{M/c}$ が十分に昇圧されない場合に（以下、これらの条件を総称して B A 制御の実行条件と称す）B A 制御の実行を開始することとしている。

- 20 次に、B A 制御の実行に伴う本実施例のシステムの動作について説明する。運転者によって緊急ブレーキ条件を満たす制動操作が行されると、E C U 12 において B A 制御の実行条件が成立したと判断される。E C U 12 は、B A 制御の実行条件が成立すると判断した後、アキュムレータ 20 を液圧源とする方が、マスタシリンダ圧 $P_{M/c}$ が液圧源とするよりもホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ を急昇圧するうえで有利となる状況が形成されているか否かを判断する。その結果、アキュムレータ 20 を液圧源とする方が有利な状況が形成されていると、E C U 12 において B A 制御の開始タイミングが到来したと判断される。

E C U 12 は、B A 制御の開始タイミングが到来したと判断する

と、STR 26、SA₋₁ 46、SA₋₂ 48およびSA₋₃ 54に対して駆動信号を出力する。上記の駆動信号を受けてSTR 26がオン状態となると、第3液圧通路42と高圧通路22とが直結状態となる。この場合、第3液圧通路42には、アキュムレータ圧P_{Acc}が導かれる。また、上記の駆動信号を受けてSA₋₁ 46およびSA₋₂ 48がオン状態となると、ホイルシリンダ44FRおよび44FLが、それぞれ調圧用液圧通路56および62に連通される。更に、上記の駆動信号を受けてSA₋₃ 54がオン状態となると、SRRH 68およびSRLH 70の上流側が第3液圧通路42に連通される。この場合、全てのホイルシリンダ44**が、それぞれの保持ソレノイドS**H、および、それぞれの減圧ソレノイドS**Rに連通し、かつ、全ての保持ソレノイドS**Hの上流に、アキュムレータ圧P_{Acc}が導かれる状態が形成される。

BA制御の開始タイミングが到来したと判断される時点で、ABS制御等の他の制動力制御が実行されていない場合は、その時点で全ての保持ソレノイドS**H、および、全ての減圧ソレノイドS**Rがオフ状態に維持されている。従って、上記の如く、保持ソレノイドS**Hの上流にアキュムレータ圧P_{Acc}が導かれると、その液圧はそのままホイルシリンダ44**に供給される。その結果、全てのホイルシリンダ44**のホイルシリンダ圧P_{w/c}は、アキュムレータ圧P_{Acc}に向けて昇圧される。

このように、本実施例のシステムによれば、緊急制動操作が実行された場合に、ブレーキ踏力F_pの大きさとは無関係に、全てのホイルシリンダ44**のホイルシリンダ圧P_{w/c}を速やかに急昇圧させることができる。従って、本実施例のシステムによれば、運転者が初級者であっても、緊急ブレーキが必要とされる状況が生じた後に、速やかに大きな制動力を発生させることができる。

緊急制動操作が行われることにより、上記の如くBA制御が開始された場合、ブレーキペダル30の踏み込みが解除された時点で、

B A制御を終了させる必要がある。本実施例のシステムにおいて、
 B A制御が実行されている間は、上述の如く S T R 2 6、S A₋₁ 4
 6、S A₋₂ 4 8、および S A₋₃ 5 4 がオン状態に維持される。S T
 R 2 6、S A₋₁ 4 6、S A₋₂ 4 8、および S A₋₃ 5 4 がオン状態
 5 ある場合、レギュレータ 2 4 内部の液圧室、およびマスタシリンダ
 3 2 が備える第 1 および第 2 液圧室 3 2 a、3 2 b が、実質的には
 何れも閉空間となる。

かかる状況下では、マスタシリンダ圧 $P_{m/c}$ は、ブレーキ踏力 F_p
 に応じた値となる。従って、E C U 1 2 は、油圧センサ 4 0 によ
 10 り検出されるマスタシリンダ圧 $P_{m/c}$ の出力信号を監視すること
 により、容易にブレーキペダル 3 0 の踏み込みが解除されたか否かを
 判断することができる。ブレーキペダル 3 0 の踏み込みの解除を検
 出すると、E C U 1 2 は、S T R 2 6、S A₋₁ 4 6、S A₋₂ 4 8、
 および S A₋₃ 5 4 に対する駆動信号の供給を停止して、通常制御の
 15 実行状態を実現する。このように、本実施例のシステムによれば、
 制動操作の終了と共に確実に B A制御を終了させることができる。

ホイルシリンダ 4 4 ** に対して、上記の如くアキュムレータ圧 P_{acc}
 が供給され始めると、その後、各車輪 F L、F R、R L、R R
 のスリップ率 S が急激に増大され、やがて A B S 制御の実行条件が
 20 成立する。A B S 制御の実行条件が成立すると、E C U 1 2 は、全
 体の車輪のスリップ率 S が適当な値に収まるように、すなわち、各
 車輪がロック状態に移行しないように、適宜上述した (1) 増圧
 モード、(2) 保持モード、および、(3) 減圧モードを組み合わ
 せてなる A B S 制御を実行する。

25 尚、B A制御が開始された後に A B S 制御が実行される場合、ホ
 イルシリンダ圧 $P_{w/c}$ は、ポンプ 1 3 およびアキュムレータ 2 0 か
 らホイルシリンダ 4 4 ** にブレーキフルードが供給されることによ
 り増圧されると共に、ホイルシリンダ 4 4 ** 内のブレーキフルード
 がリザーバタンク 1 6 に流出することにより減圧される。従って、

増圧モードと減圧モードとが繰り返し行われても、いわゆるマスタシリンダ 3 2 の床付きが生ずることはない。

次に、図 2 乃至図 8 を参照して、本実施例の制動力制御装置の特徴部について説明する。図 2 は、車両の旋回中に 4 つの車輪 FL, FR, RL, RR のそれぞれに発生するコーナリングフォース CF_{FL} , CF_{FR} , CF_{RL} , CF_{RR} (以下、これらを総称する場合はコーナリングフォース CF_{**} と称す) を示す。

車両の旋回中に加速操作および減速操作のいずれも行われていない場合は、4 つの車輪 FL, FR, RL, RR には、旋回方向内側へ向かう摩擦力のみが発生する。この場合、図 2 に示す如く、各車輪 FL, FR, RL, RR に発生する摩擦力が、全てコーナリングフォース CF_{**} となる。

4 つの車輪 FL, FR, RL, RR で発生するコーナリングフォース CF_{**} のうち、左右前輪 FL, FR で発生するコーナリングフォース CF_{FL} , CF_{FR} は、重心 G を中心として車両を旋回方向に回転させようとするモーメント、すなわち、スピンモーメントとして車両に作用する。一方、各車輪 FL, FR, RL, RR で発生するコーナリングフォース CF_{**} のうち、左右後輪 RL, RR で発生するコーナリングフォース CF_{RL} , CF_{RR} は、重心 G を中心として、車両を旋回方向と逆向きに回転させようとするモーメント、すなわち、アンチスピンモーメントとして車両に作用する。

車両の旋回時に、アンチスピンモーメントに比して大きなスピンモーメントが発生すると、車両は更に旋回内方へ向かってその姿勢を変化させる。一方、車両の旋回時に、スピンモーメントに比して大きなアンチスピンモーメントが発生すると、車両は、旋回方向外側に向かってその姿勢を変化させる。従って、旋回時における車両の姿勢は、左右前輪 FL, FR に発生するコーナリングフォース CF_{FL} , CF_{FR} と、左右後輪 RL, RR に発生するコーナリングフォース CF_{RL} , CF_{RR} とのバランスにより変化する。

図 3 は、車両の旋回中に、制動操作が行われた場合に、4つの車輪 F_L , F_R , R_L , R_R のそれぞれに発生するコーナリングフォース CF_{**} および制動力 BF_{FL} , BF_{FR} , BF_{RL} , BF_{RR} (以下、これらを総称する場合は制動力 BF_{**} と称す) を示す。

- 5 車両において制動操作が行われると、車両の荷重が前方へ移動する。車両の荷重が前方へ移動すると、前輪 F_L , F_R の摩擦円が大きくなると共に、後輪 R_L , R_R の摩擦円が小さくなる。このため、車両の制動中は、前輪 F_L , F_R で発生させ得る合成摩擦力が大きくなる反面、後輪 R_L , R_R で発生させ得る合成摩擦力が小さくなる。
- 10

- 車両の旋回中に制動操作が行われると、4つの車輪 F_L , F_R , R_L , R_R には、コーナリングフォース CF_{**} と制動力 BF_{**} とを合成してなる合成摩擦力が発生する。この際、前輪 F_L , F_R においては、大きな摩擦円が確保されていることから、十分に大きな
- 15 コーナリングフォース CF_{FL} , CF_{FR} を得ることができる。一方、後輪 R_L , R_R においては、摩擦円が小さいことから、大きなコーナリングフォース CF_{RL} , CF_{RR} を得ることが困難となる。このため、旋回中に制動操作が行われた場合は、スピンモーメントの増大とアンチスピンモーメントの減少とが生じ易い。

- 20 図 4 は、ヨーレート γ_0 で旋回している車両において制動操作が行われた場合に、1 sec 後に生ずるヨーレート γ の大きさを、制動操作に伴って車両に作用する制動減速度 G_x との関係で表した特性図を示す。尚、図 4 中に一点鎖線で示す直線は、如何なる制動減速度 G_x が作用した場合にも、操舵特性が常にニュートラル特性に維持される場合に実現される特性直線である。
- 25

上記の如く、旋回中に制動操作が行われると、スピンモーメントの増大とアンチスピンモーメントの減少とが生じ易い。このため、車両に作用する制動減速度 G_x が所定値 G_0 以下である場合は、車両に作用する制動減速度 G_x が大きいほど、制動操作が開始された

後にヨーレート γ が増加し易く、すなわち、車両の操舵特性がオーバーステア側に変化し易くなる。

- 尚、車両に作用する制動減速度 G_x が、所定値 G_0 を超える領域では、後輪 RL , RR のみならず前輪 FL , FR においても大きなコーナリングフォース CF_{FL} , CF_{FR} を確保することができなくなる。このため、かかる制動減速度 G_x が作用する領域では、制動減速度 G_x が大きいほど、制動操作が開始された後にヨーレート γ が増加し難く、すなわち、車両の操舵特性がニュートラル特性に近い特性を示し易くなる。

- 10 本実施例の制動力制御装置において、 BA 制御が実行されると、4つのホイールシリンダ 44^{**} のホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ は、急激に大きな値に昇圧される。このため、 BA 制御が実行された場合は、ブレーキ踏力 F_p に対応する制動減速度 G_x が例えば図4中に G_1 で表す程度であるにも関わらず、実際には、例えば図4中に G_0 で表す程度の制動減速度が発生する可能性がある。

- 15 車両の運転者が G_1 程度の制動減速度を予想している場合、運転者は、その G_1 に対応する程度のオーバーステア傾向を予測している。従って、 G_1 に比して大きな制動減速度 G_0 が発生し、その結果、車両の操舵特性が、制動減速度 G_0 に対応するオーバーステア特性に変化すると、車両の運転者は、急激に操舵特性が変化したような違和感を感じる。

- 20 図5は、車両の旋回中に、前輪 FL , FR のホイールシリンダ 44^{FL} , 44^{FR} に大きな制動液圧を供給し、後輪 RL , RR のホイールシリンダ 44^{RL} , 44^{RR} に小さな制動液圧を供給した場合に実現されるコーナリングフォース CF^{**} および制動力 BF^{**} を示す。

制動減速度 G_x を発生させるに当たり、前輪 FL , FR のホイールシリンダ 44^{FL} , 44^{FR} に大きな制動液圧を供給すると、前輪 FL , FR で大きなコーナリングフォース CF_{FL} , CF_{FR} と大きな制動力 BF_{FL} , BF_{FR} を発生させることができる。また、制動減速

度 G_x を発生させるに当たり、後輪 RL , RR のホイールシリンダ $44RL$, $44RR$ に小さな制動液圧を供給すると、後輪 RL , RR に生ずる合成摩擦力のうち、前後方向の成分を小さく抑えることができる。このため、かかる状況下では大きなコーナリングフォース
5 CF_{RL} , CF_{RR} を発生させることが可能である。

従って、車両の旋回中に BA 制御が実行された際に、上記の如く前輪 FL , FR のホイールシリンダ $44FL$, $44FR$ に大きな制動液圧を供給し、かつ、後輪 RL , RR のホイールシリンダ $44RL$, $44RR$ に小さな制動液圧を供給した場合、 BA 制御の実行に伴う
10 操舵特性の変化を抑制することができる。本実施例の制動力制御装置は、上記の機能を実現する点に特徴を有している。

図 6 は、上記の機能を実現すべく $ECU12$ が実行する制御ルーチンの一例のフローチャートを示す。図 6 に示すルーチンは、所定時間毎に起動される定時割り込みルーチンである。図 6 に示すルーチンが起動されると、先ずステップ 100 の処理が実行される。
15

ステップ 100 では、 BA 制御が実行中であるか否かが判別される。本実施例のシステムにおいて、 BA 制御の実行中は、常に $STR26$ がオン状態とされる。本ステップ 100 では、 $STR26$ がオン状態である場合に BA 制御が実行中であると判断される。かかる判別がなされた場合は、次にステップ 102 の処理が実行される。
20 一方、 $STR26$ がオン状態でないと判別された場合は、以後、何ら処理が進められることなく今回のルーチンが終了される。

ステップ 102 では、加速度センサ 88 によって検出されている横加速度 G_y の絶対値 $|G_y|$ が、所定値 K を超えているか否かが
25 判別される。 $|G_y|$ は、車両の旋回状態が激しいほど大きな値となる。このため $|G_y|$ は、車両の旋回状態の程度を表す特性値として扱うことができる。本ステップ 102 で、 $|G_y| > K$ が成立すると判別される場合は、通常の手法で BA 制御を実行すると、車両の操舵特性が運転者の予想を超えてオーバーステア傾向に変化す

ると判断することができる。この場合、本ステップ102の処理に次いでステップ104の処理が実行される。一方、 $|Gy| > K$ が成立しないと判別される場合は、通常の手法でBA制御を実行しても操舵特性が不当に変化することがないと判断することができる。

- 5 この場合、本ステップ102の処理が終了すると、以後、何ら処理が進められることなく今回のルーチンが終了される。

ステップ104では、BA制御の実行に伴って後輪RL, RRにアキュムレータ圧 P_{Acc} が供給されるのを禁止する処理が実行される。具体的には、本ステップでは、 $SA_{-3}54$ がオン状態となるのを禁止する処理が実行される。BA制御の実行条件が成立すると、通常は、上記の如く SA_{-3} に対して駆動信号が供給される。これに対して本ステップ104の処理が実行されると、以後、 SA_{-3} に対して駆動信号が供給されることはない。

15 SA_{-3} に駆動信号が供給されないと、後輪RL, RRのホイールシリンダ44RL, 44RRは、 $SRLH70$ または $SRRH68$ を介して常にマスタシリンダ32に連通した状態となる。従って、上記ステップ104の処理が実行されると、BA制御の実行中であっても、後輪RL, RRのホイールシリンダ44RL, 44RRとマスタシリンダ32とが連通する状態が維持される。

- 20 図7は、本実施例の制動力制御装置を搭載する車両が直進走行している場合に実現される前輪FL, FRおよび後輪RL, RRのホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ の変化を示す。図7に示すホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ の変化は、車両が直進走行している状況下で、時刻 t_0 に緊急制動操作が開始され、時刻 t_1 にBA制御の開始タイミングが到来したと判別される場合に実現される。図7に示す如く、車両が直進走行している場合、前輪FL, FRのホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ および後輪RL, RRのホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ は、時刻 t_1 の後、ほぼ同じ上昇率で急激に大きな液圧まで昇圧される。

図8は、本実施例の制動力制御装置を搭載する車両が所定の旋回

中である場合に実現される前輪FL, FRおよび後輪RL, RRの
 ホイルシリンダ圧 $P_{w/c}$ 変化を示す。図8に示すホイルシリンダ圧
 $P_{w/c}$ の変化は、車両が直進走行している状況下で、時刻 t_0 に緊
 急制動操作が開始され、時刻 t_1 にBA制御の開始タイミングが到
 5 来したと判別される場合に実現される。図8に示す如く、車両が旋
 回中である場合、前輪FL, FRのホイルシリンダ圧 $P_{w/c}$ は、時
 刻 t_1 の後急激に大きな液圧まで昇圧される。一方、後輪RL, R
 Rのホイルシリンダ圧 $P_{w/c}$ は、時刻 t_1 の後比較的緩やかに昇圧
 される。このため、本実施例の制動力制御装置によれば、車両の旋
 10 回中に緊急制動操作が行われた場合に、車両特性を大幅にオーバ
 ーステア傾向とすることなく大きな制動力を発生させることができる。

ところで、上記の実施例においては、加速度センサ88によって
 検出される横加速度 G_y を車両の旋回状態の程度を表す特性値とし
 ているが、旋回状態の程度を表す特性値は、これに限定されるもの
 15 ではない。すなわち、車両の横加速度 G_y は、例えば推定車体速度
 V_{s0} 、旋回外輪の車輪速度 V_{wo} 、旋回内輪の車輪速度 V_{wi} およ
 び車両のトレッド D を用いて次式(2)の如く表せることが知られ
 ている。下記(2)式に従って横加速度 G_y を推定する場合は、そ
 の推定値 G_y を旋回状態の程度を表す特性値として用いることも可
 20 能である。

$$G_y = \{V_{s0} \times (V_{wo} - V_{wi})\} / d \quad \dots (2)$$

更に、車両の旋回状態は、例えば重心G回りのヨーレート γ に
 よっても把握することができる。従って、車両にヨーレートセンサ
 を配設する場合は、その検出値を旋回状態の程度を表す特性値とし
 25 て用いることも可能である。

ところで、上記の実施例においては、ECU12が加速度センサ
 88の検出値を読み取ることで前記請求項1記載の「旋回状態検出
 手段」が実現されると共に、ECU12が上記ステップ102およ
 び104の処理を実行することにより、前記請求項1記載の「後輪

制動力抑制手段」および前記請求項 3 記載の「アシスト禁止手段」が実現されている。

次に、図 9 および図 10 を参照して、本実施例の第 2 実施例について説明する。本実施例の制動力制御装置は、図 1 に示すシステム構成において、E C U 1 2 に、上記図 6 に示すルーチンに代えて、
5 図 9 に示す制御ルーチンを実行させることにより実現される。

図 9 に示すルーチンは、本実施例において E C U 1 2 に実行される制御ルーチンの一例のフローチャートを示す。図 9 に示すルーチンは、所定時間毎に起動される定時計り込みルーチンである。尚、
10 図 9 において上記図 6 に示すステップと同様の処理を実行するステップについては、同一の符号を付してその説明を省略する。

図 9 に示すルーチンにおいては、ステップ 1 0 2 で $|G_y| > K$ が成立する場合、すなわち、車両が所定の旋回状態であると判別された場合、次にステップ 1 1 0 の処理が実行される。ステップ 1 1
15 0 では、後輪 R L, R R のホイルシリンダ 4 4 R L, 4 4 R R についてパルス増圧制御が実行される。ステップ 1 1 0 の処理が終了すると、今回のルーチンが終了される。

本実施例において、B A 制御の実行条件が成立する場合は、常に S T R 2 6 および S A -₃ がオン状態とされる。このため、上記ス
20 テップ 1 1 0 の処理は、S R R H 6 8 および S R L H 7 0 の上流側にアキュムレータ圧 P_{Acc} が導かれた状態で実行される。

上記ステップ 1 1 0 では、具体的には、所定時間 T_1 だけ S R R H 6 8 および S R L H 7 0 をオン状態（閉弁状態）に維持した後に所定時間 T_2 だけ S R R H 6 8 および S R L H 7 0 をオフ状態（開
25 弁状態）に維持するための処理が繰り返し実行される。上記の処理によれば、ステップ 1 1 0 の処理が開始された後、後輪 R L, R R のホイルシリンダ圧 $P_{w/c}$ は、アキュムレータ圧 P_{Acc} に向けて段階的に昇圧される。

図 10 は、本実施例の制動力制御装置を搭載する車両が所定の旋

回中である場合に実現される前輪FL, FRおよび後輪RL, RRのホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ 変化を示す。図10に示すホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ の変化は、車両が直進走行している状況下で、時刻 t_0 に緊急制動操作が開始され、時刻 t_1 にBA制御の開始タイミングが到来したと判別される場合に実現される。図10に示す如く、車両が旋回中である場合、前輪FL, FRのホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ は、時刻 t_1 の後急激に大きな液圧まで昇圧される。一方、後輪RL, RRのホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ は、時刻 t_1 の後段階的に昇圧される。

10 このため、本実施例の制動力制御装置によれば、上述した第1実施例の制動力制御装置と同様に、車両の旋回中に緊急制動操作が行われた場合に、車両特性がオーバーステア側に変化するのを抑制することができると共に大きな制動力を発生させることができる。

尚、上記の実施例においては、ECU12が加速度センサ88の
15 検出値を読み取ることで前記請求項1記載の「旋回状態検出手段」が実現されると共に、ECU12が上記ステップ102および110の処理を実行することにより、前記請求項1記載の「後輪制動力抑制手段」および前記請求項2記載の「上昇勾配低下手段」が実現されている。上記実施例において、旋回状態の程度を表す特性値が
20 加速度センサ88の検出値に限定されないことについては、第1実施例の場合と同様である。

次に、図11を参照して、本発明の第3実施例について説明する。
図11は、本実施例の制動力制御装置のシステム構成図を示す。尚、
図11には、説明の便宜上、制動力制御装置の一輪分の構成のみを
25 示す。

本実施例の制動力制御装置は、ECU200により制御されている。本実施例の制動力制御装置は、図11に示すシステム構成において、ECU200に、上記図6に示すルーチンまたは上記図9に示すルーチンを実行させることにより実現される。

本実施例のシステムは、ブレーキペダル 202 を備えている。ブレーキペダル 202 の近傍には、ブレーキスイッチ 203 が配設されている。ブレーキスイッチ 203 は、ブレーキペダル 202 が踏み込まれている場合にオン出力を発するスイッチである。ブレーキ
5 スwitch 203 の出力信号は ECU 200 に供給されている。ECU 200 は、ブレーキスイッチ 203 の出力信号に基づいてブレーキ操作がなされているか否かを判別する。

ブレーキペダル 202 は、バキュームブースタ 204 に連結されている。バキュームブースタ 204 は、内燃機関の吸気負圧等を動力源として作動する装置であり、ブレーキペダル 30 にブレーキ踏力 F_p が入力された場合に、その踏力 F_p に対して所定の制動力を
10 発生させる助勢力 F_A を発生する。バキュームブースタ 204 には、マスタシリンダ 206 が固定されている。マスタシリンダ 206 には、ブレーキ踏力 F_p と助勢力 F_A の合力が入力される。

マスタシリンダ 206 は、その内部に液圧室を備えている。また、マスタシリンダ 206 の上部にはリザーバタンク 208 が配設されている。マスタシリンダの液圧室とリザーバタンク 208 とは、ブレーキペダル 202 の踏み込みが解除されている場合に導通状態となり、一方、ブレーキペダル 202 が踏み込まれている場合に遮断
15 状態となる。従って、液圧室には、ブレーキペダル 202 の踏み込みが解除される毎にブレーキフルードが補充される。

マスタシリンダ 206 の液圧室には、液圧通路 210 が連通している。液圧通路 210 には液圧通路 210 の内圧に応じた電気信号を出力する油圧センサ 212 が配設されている。油圧センサ 212
20 の出力信号は ECU 200 に供給されている。ECU 200 は、油圧センサ 212 の出力信号に基づいて、マスタシリンダ 206 により発生されている液圧、すなわち、マスタシリンダ圧 $P_{m/c}$ を検出する。

液圧通路 210 には、液圧カットソレノイド 214 (以下、SC

214と称す)が配設されている。SC214は、液圧通路210を導通状態または遮断状態とする2位置の電磁開閉弁であり、常態(オフ状態)では開弁状態を維持する。SC214は、ECU200から駆動信号が供給されることによりオン状態(閉弁状態)となる。
5

液圧通路210の、SC214の下流側には保持ソレノイド216(以下、SH216と称す)が配設されている。SH216は、常態(オフ状態)で開弁状態を維持する2位置の電磁開閉弁である。SH216は、ECU200から駆動信号が供給されることにより
10 オン状態(閉弁状態)となる。

SH216の下流側には、ホイルシリンダ218および減圧ソレノイド220(以下、SR220と称す)が連通されている。SR220は、常態(オフ状態)では閉弁状態を維持する2位置の電磁開閉弁である。SR220は、ECU200から駆動信号が供給されることによりオン状態(開弁状態)となる。また、ホイルシリンダ218と液圧通路210との間には、ホイルシリンダ218側から液圧通路210側へ向かう流体の流れのみを許容する逆止弁222が配設されている。
15

ホイルシリンダ218の近傍には、車輪が所定回転角回転する毎にパルス信号を発する車輪速センサ219が配設されている。車輪速センサ219の出力信号はECU200に供給されている。ECU200は、車輪速センサ219の出力信号に基づいて車輪速度を検出する。
20

SR220の下流側には、リザーバ224が配設されている。SR220がオン状態(開弁状態)とされた際にSR220から流出するブレーキフルードは、リザーバ224に貯留される。リザーバ224には、逆止弁225を介してポンプ226の吸入口226aが連通している。逆止弁225は、リザーバ224側からポンプ226側へ向かう流体の流れのみを許容する一方向弁である。ポンプ
25

226の吐出口226bは、逆止弁228を介して、液圧通路210の、SC214の下流側に連通している。逆止弁228は、ポンプ228側から液圧通路210側へ向かう流体の流れのみを許容する一方向弁である。

- 5 また、リザーバ224には、リザーバタンク208に通じる液圧通路230が連通している。液圧通路230には、切り換えソレノイド234（以下、SCH234と称す）が配設されている。SCH234は、常態（オフ状態）で閉弁状態を維持する2位置の電磁開閉弁である。SCH234は、ECU200から駆動信号が供給
10 されることにより開弁状態となる。

- 更に、本実施例のシステムは、加速度センサ236を備えている。加速度センサ236は、本実施例のシステムを搭載する車両に作用する車幅方向の加速度、すなわち、横加速度に応じた電気信号を出力する。加速度センサ236の出力信号はECU200に供給され
15 ている。ECU200は、加速度センサ236の出力信号が所定値を超えている場合に、車両が急旋回中であると判断する。

- 次に、本実施例の制動力制御装置の動作について説明する。本実施例において、ECU200は、ブレーキペダル202が踏み込まれた後、マスタシリンダ圧 $P_{M/c}$ およびその変化率 $\Delta P_{M/c}$ に基づ
20 いてブレーキアシスト制御の開始条件が成立しているか否かを判断する。そして、ECU200は、緊急制動操作が実行されていないと判断される場合は通常制御を実行し、一方、緊急制動操作が実行されていると判断される場合は、BA制御を実行する。更に、ECU200は、車輪のスリップ率 S が所定値を超えていることが検出
25 されると、通常制御またはBA制御に合わせてABS制御を実行する。

本実施例のシステムにおいて、ECU200が通常制御を実行する場合は、SC214、SCH234、SH216およびSR220が全てオフ状態に維持されると共に、ポンプ226が停止状態に

維持される。かかる状況下では、マスタシリンダ 206 だけが液圧源として機能することができると共に、マスタシリンダ 206 から流出するブレーキフルードは、全てホイールシリンダ 218 に供給される。従って、この場合は、ホイールシリンダ 218 のホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ が、ブレーキ踏力 F_p に対して所定の制動力を発生させる液圧に調整される。

ブレーキ操作が開始された後、車輪のスリップ率 S が所定値を超えると、ECU 200 は、上記第 1 実施例における ECU 10 と同様に ABS 制御を開始する。ABS 制御は、ブレーキペダル 202 が踏み込まれている場合に、すなわち、マスタシリンダ圧 $P_{m/c}$ が適当に昇圧されている場合に、ポンプ 226 を作動させながら、下記の如く SH 216 および SR 220 を駆動することにより実現される。

マスタシリンダ 204 から適当に昇圧されたマスタシリンダ圧 $P_{m/c}$ が出力されている場合、SH 216 を開弁状態とし、かつ、SR 220 を閉弁状態とすることで、ホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ を、マスタシリンダ圧 $P_{m/c}$ を上限値として増圧させることができる。以下、この状態を①増圧モードと称す。また、同様の環境下で、SH 216 を閉弁状態とし、かつ、SR 220 を閉弁状態とすると、ホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ を保持することができる。また、SH 216 を閉弁状態とし、かつ、SR 220 を開弁状態とすると、ホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ を減圧させることができる。以下、これらの状態を、それぞれ②保持モード、および、③減圧モードと称す。ECU 200 は、車輪のスリップ率 S が適当な値に収まるように、適宜上述した①増圧モード、②保持モード、および③減圧モードを実現する。

ABS 制御の実行中に、運転者によってブレーキペダル 202 の踏み込みが解除された後は、速やかにホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ が減圧される必要がある。本実施例のシステムにおいて、ホイールシリンダ 218 に対応する油圧回路には、ホイールシリンダ 218 側からマ

スタシリンダ 206 側へ向かう流体の流れを許容する逆止弁 222 が配設されている。このため、本実施例のシステムによれば、ブレーキペダル 202 の踏み込みが解除された後に、速やかにホイールシリンダ 222 のホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ を減圧させることができる。

本実施例のシステムにおいて ABS 制御の実行中は、ホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ が、マスタシリンダ 206 を液圧源として昇圧される。また、ホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ は、ホイールシリンダ 218 内のブレーキフルードをリザーバ 224 に流出させることにより減圧される。従って、増圧モードと減圧モードとが繰り返し実行されると、ブレーキフルードが、徐々にマスタシリンダ 206 側からリザーバ 224 側へ流出される。しかしながら、本実施例のシステムにおいて、リザーバ 224 に流出されたブレーキフルードは、ポンプ 226 によりマスタシリンダ 206 側へ圧送される。このため、ABS 制御が長期間継続して行われた場合においても、いわゆるマスタシリンダの床付きが生ずることはない。

ECU 200 は、上述の如く、ブレーキアシスト制御の実行開始を要求する緊急制動状態が検出された後、BA 制御を開始する。本実施例のシステムにおいて、ブレーキアシスト制御は、SC 214 および SCH 234 を共にオン状態とし、すなわち、SC 214 を閉弁状態、SCH 234 を開弁状態とし、かつ、ポンプ 226 を作動させることにより実現される。

かかる状況下では、マスタシリンダ 206 とホイールシリンダ 218 とが遮断される。一方、ポンプ 226 は、液圧通路 230 を通ってリザーバタンク 208 から供給されるブレーキフルードを、ホイールシリンダ 218 に向けて圧送する。このため、ホイールシリンダ 218 のホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ は、ポンプ 226 を液圧源として昇圧される。

ホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ が、上記の如く急昇圧されると、その後、

車輪のスリップ率 S が急激に増大され、やがてABS制御の実行条件が成立する。ABS制御の実行条件が成立すると、ECU 200は、車輪のスリップ率 S が適当な値に収まるように、適宜上述した（１）増圧モード、（２）保持モード、および（３）減圧モードを
5 実現する。

本実施例のシステムにおいて、ブレーキアシスト制御が実行されている間は、上述の如くSC 214がオン状態に維持される。SC 214がオン状態であると、マスタシリンダ206の液圧室、および液圧通路210のSC 214の上流側部分は実質的に閉空間とな
10 る。

かかる状況下では、マスタシリンダ圧 $P_{m/c}$ は、ブレーキ踏力 F_p に応じた値となる。従って、ECU 200は、油圧センサ212により検出されるマスタシリンダ圧 $P_{m/c}$ の出力信号を監視することにより、容易にブレーキペダル202の踏み込みが解除されたか
15 否かを判断することができる。ECU 200は、ブレーキペダル202の踏み込みが解除されたことを検出すると、SC 214およびSCH 234への駆動信号の供給を停止して、ブレーキアシスト制御を終了させる。

ところで、本実施例のシステムにおいて、ECU 200は、車両
20 が急旋回していることが検出されている間は、BA制御の実行条件が成立した際に、後輪のBA制御を禁止し、または、後輪のホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ をパルス増圧させる。本実施例のシステムにおいて、ホイールシリンダ218が後輪のホイールシリンダであるとする、ECU 200は、車両の急旋回中にBA制御の実行条件が成立した
25 場合に下記の制御を実行する。

ECU 200は、ホイールシリンダ218についてのBA制御を禁止するためには、以下の制御を実行する。すなわち、ECU 200は、車両の急旋回中にBA制御の実行条件が成立した場合、前輪のホイールシリンダに連通する油圧回路を上0の如く制御すると共に、

ホイルシリンダ 2 1 8 に対応して設けられた S C 2 1 4 および S C H 3 0 8 をオフ状態に維持する。上記の処理によれば、ブレーキ油圧のホイルシリンダ 2 1 8 への流入が禁止され、第 1 実施例と同様の効果を得ることができる。

- 5 E C U 2 0 0 は、ホイルシリンダ 2 1 8 をパルス増圧制御するためには、以下の制御を実行する。すなわち、E C U 2 0 0 は、車両の急旋回中に B A 制御の実行条件が成立した場合、前輪のホイルシリンダに連通する油圧回路を上記の如く制御すると共に、ホイルシリンダ 2 1 8 に対応して設けられた S C 2 1 4 をオン状態に維持し、
10 かつ、ホイルシリンダ 2 1 8 に対応して設けられた S C H 2 3 4 を繰り返しオン状態とオフ状態とに切り換える。または、ホイルシリンダ 2 1 8 に対応して設けられた S C 2 1 4 をオン状態に維持し、
 かつ、ホイルシリンダ 2 1 8 に対応して設けられた S H 2 1 6 を繰り返しオン状態とオフ状態とに切り換える。上記の処理によれば、
15 ホイルシリンダ 2 1 8 に対してブレーキ油圧が断続的に流入し、後輪のパルス増圧制御が実現される。

- 尚、上記の実施例においては、E C U 2 0 0 が加速度センサ 2 3 6 の検出値を読み取ることで前記請求項 1 記載の「旋回状態検出手段」が実現されると共に、E C U 2 0 0 が上記ステップ 1 0 2 および
20 1 1 0 の処理を実行することにより、前記請求項 1 記載の「後輪制動力抑制手段」および前記請求項 2 記載の「上昇勾配低下手段」が、また、E C U 2 0 0 が上記ステップ 1 0 2 および 1 0 4 の処理を実行することにより、前記請求項 1 記載の「後輪制動力抑制手段」および前記請求項 3 記載の「アシスト禁止手段」が実現されて
25 いる。

 上述の如く、本発明によれば、車両が急旋回中である場合は、ブレーキアシスト制御の実行に伴って後輪の制動液圧が大きく増大されるのを防止することができる。このため、車両の旋回中にブレーキアシスト制御が実行されることにより、車両特性がオーバーステ

ア側に変化するのを抑制することができる。

5

10

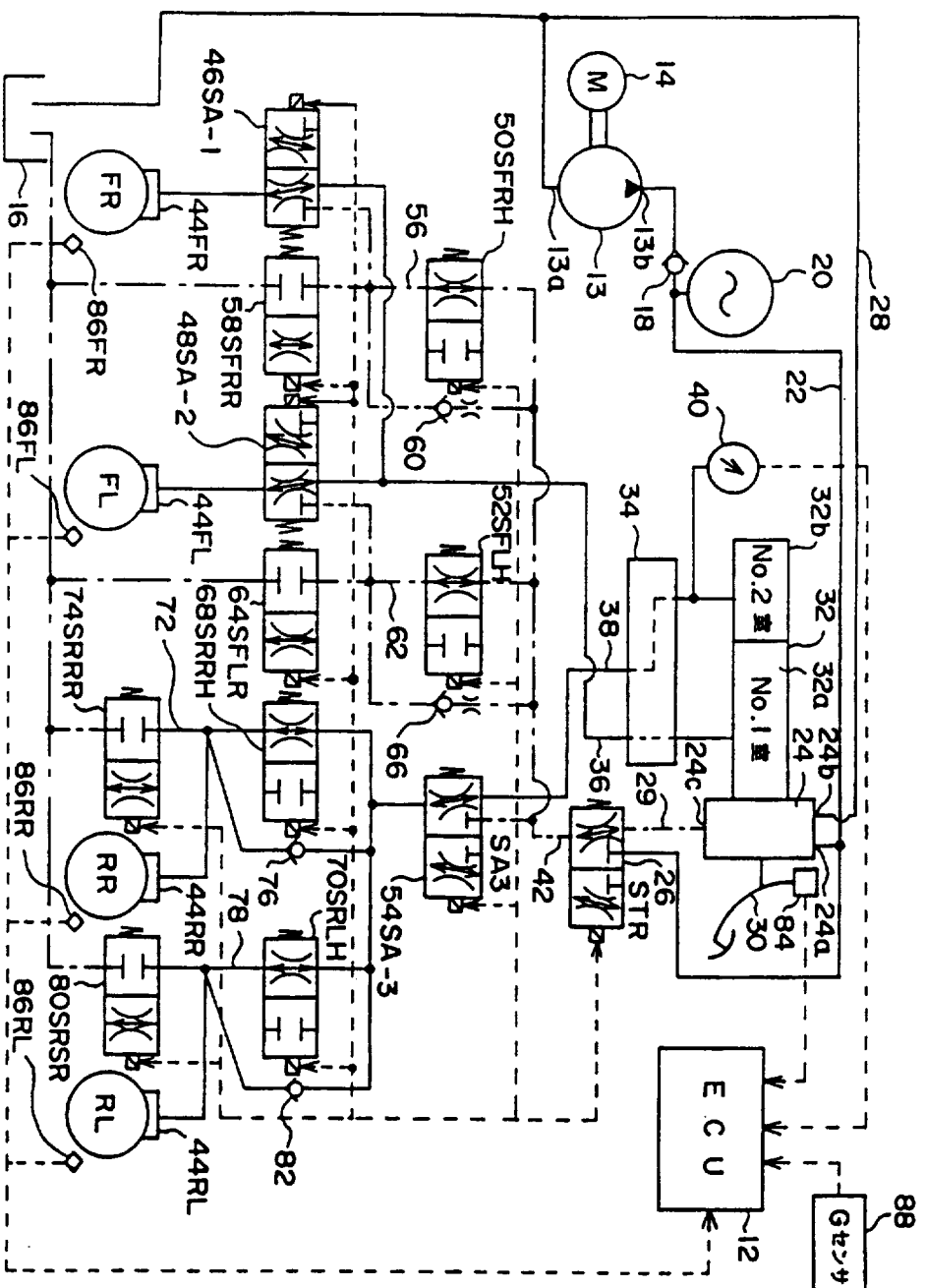
15

20

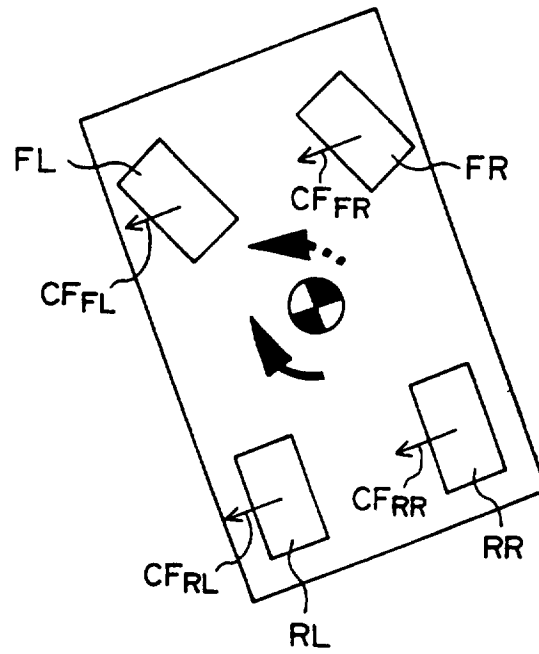
25

請求の範囲

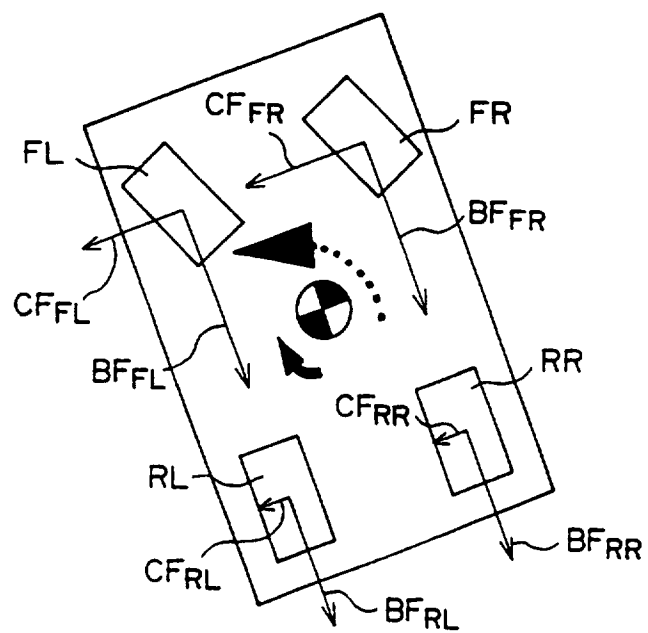
1. 運転者によって緊急ブレーキ操作が実行されたと判断される際に通常時に比して大きな制動力を発生する制動液圧を発生させる
- 5 ブレーキアシスト制御を実行する制動力制御装置において、
車両の旋回状態を表す旋回特性値を検出する旋回状態検出手段（12、88；200、236）と、
所定値を超える旋回特性値が検出された場合に、前記ブレーキアシスト制御の実行に伴う後輪の制動液圧の増大傾向を、前輪の制動
- 10 液圧の増大傾向に比して小さくする後輪制動力抑制手段（12、102、104；12、102、110；200、102、104；200、102、110）と、
を備えることを特徴とする制動力制御装置。
- 15 2. 請求項1記載の制動力制御装置において、
前記後輪制動力抑制手段が、ブレーキアシスト制御の実行に伴う後輪の制動液圧の上昇勾配を、所定値を超える旋回特性値が検出されていない場合に実現される上昇勾配に比して低下させる上昇勾配低下手段（12、102、110；200、102、110）を備
- 20 えることを特徴とする制動力制御装置。
3. 請求項1記載の制動力制御装置において、
前記後輪制動力抑制手段が、所定値を超える旋回特性値が検出された場合は、後輪についてのブレーキアシスト制御の実行を禁止す
- 25 るアシスト禁止手段（12、102、104；200、102、104）を備えることを特徴とする制動力制御装置。



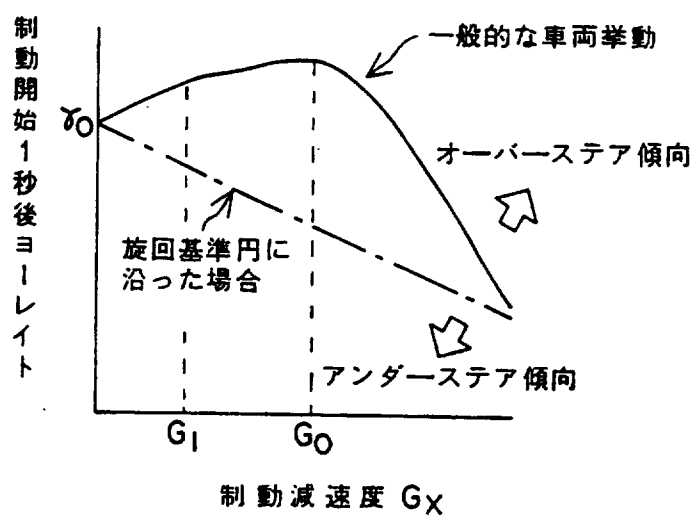
【図 2】



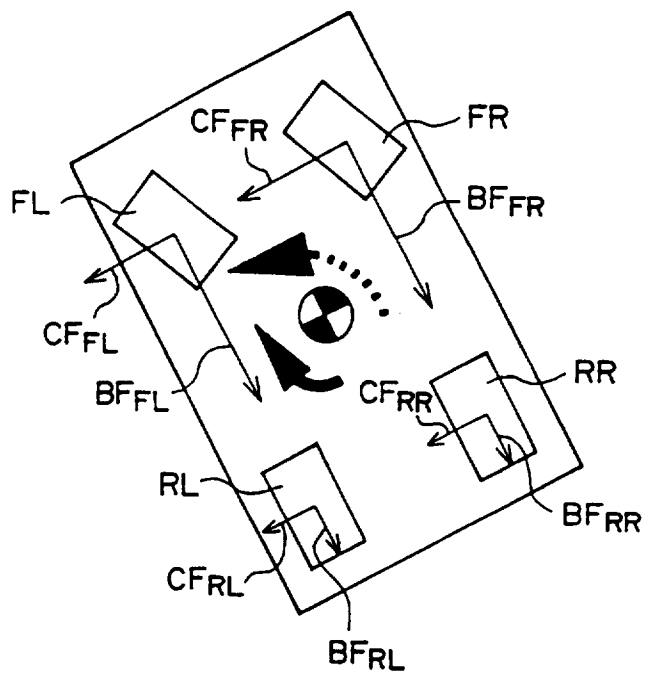
【図 3】



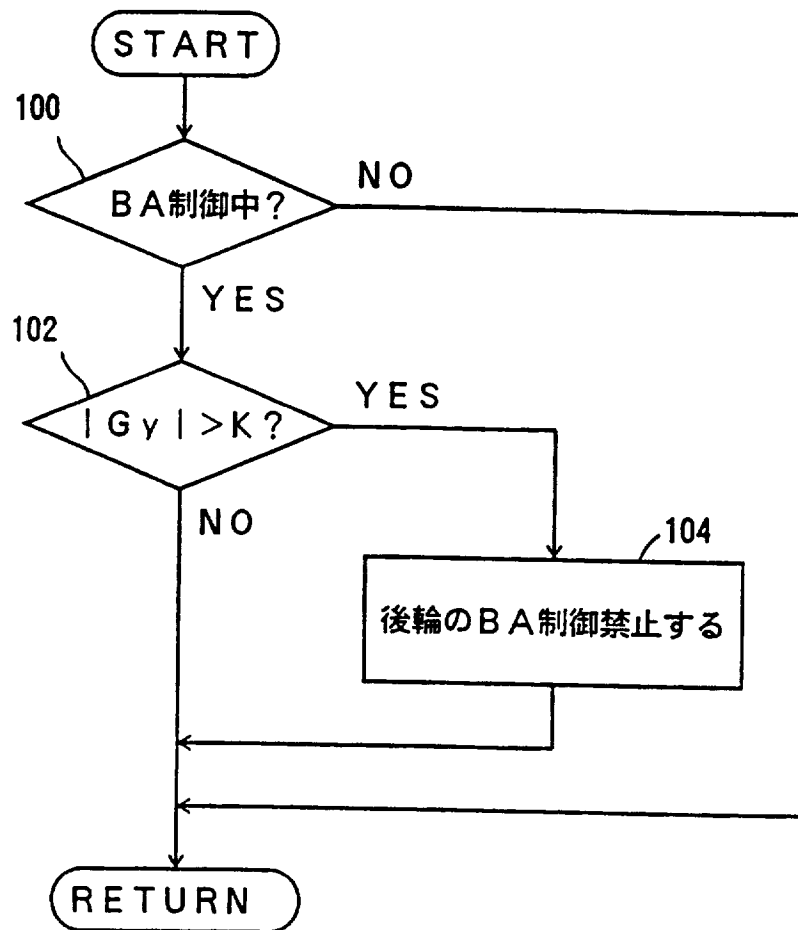
【図 4】



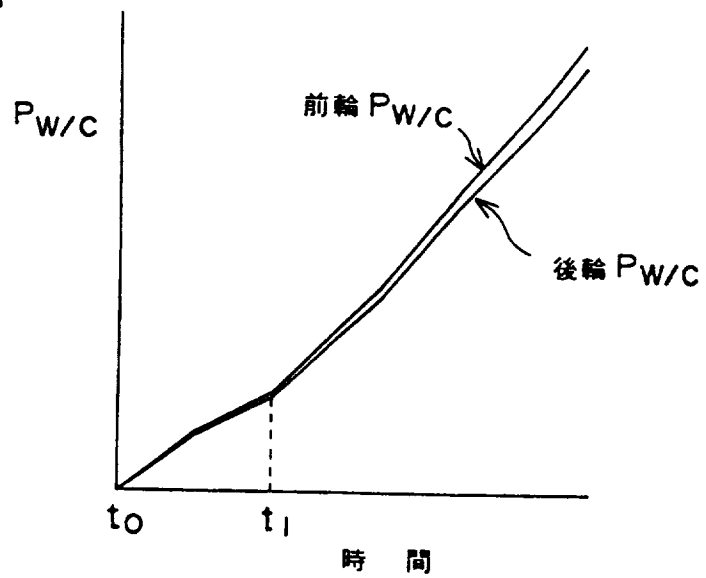
【図 5】



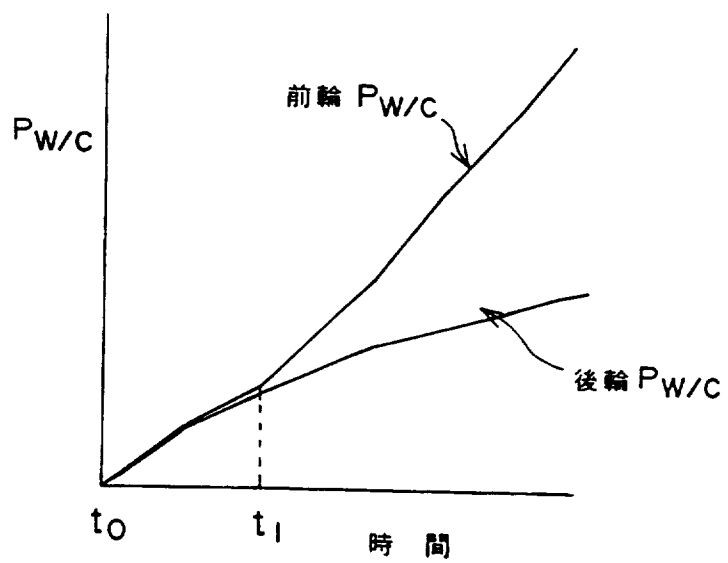
【図6】



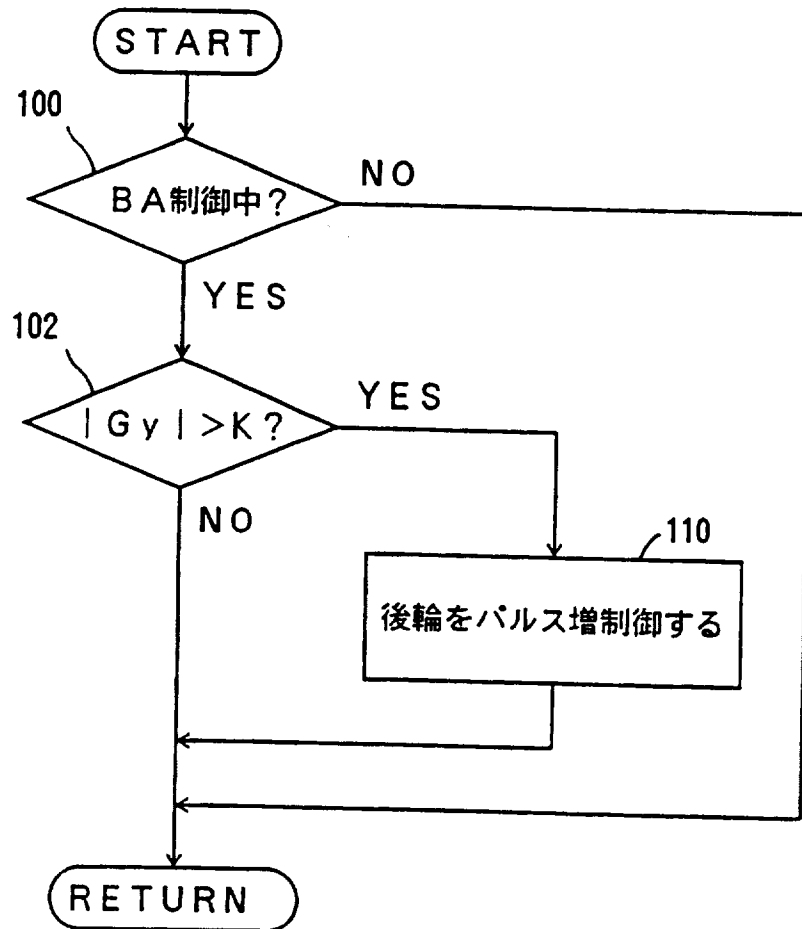
【図 7】



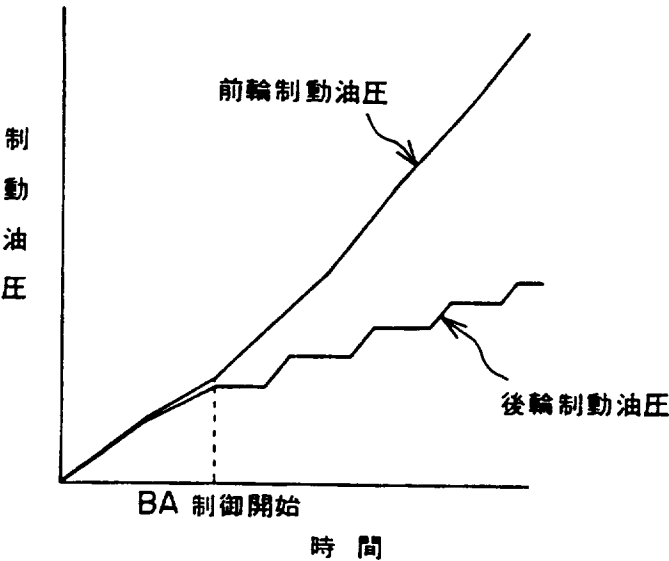
【図 8】



【図9】



【図 10】



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP97/02510

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl⁶ B60T8/00, B60T8/24

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int. Cl⁶ B60T8/00, B60T8/24, B60T8/26

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1926 - 1996	Jitsuyo Shinan Toroku
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971 - 1997	Koho
Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994 - 1997	1996 - 1997

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
P	JP, 9-11871, A (Honda Motor Co., Ltd.), January 14, 1997 (14. 01. 97), (Abstract) (Family: none)	1 - 3
A	JP, 7-228229, A (Mitsubishi Motors Corp.), August 29, 1995 (29. 08. 95), (Abstract) (Family: none)	1 - 3
A	JP, 4-221263, A (Nissan Motor Co., Ltd.), August 11, 1992 (11. 08. 92), (Abstract) (Family: none)	1 - 3
A	JP, 4-135958, A (Mazda Motor Corp.), May 11, 1992 (11. 05. 92), Page 1, right column, lines 13 to 20; page 3, lower part, left column, line 7 to page 4, upper part, right column, line 9 (Family: none)	1 - 3

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

September 18, 1997 (18. 09. 97)

Date of mailing of the international search report

October 7, 1997 (07. 10. 97)

Name and mailing address of the ISA/

Japanese Patent Office

Facsimile No.

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁶ B 60 T 8 / 00, B 60 T 8 / 24

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁶ B 60 T 8 / 00, B 60 T 8 / 24, B 60 T 8 / 26

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996

日本国公開実用新案公報 1971-1997

日本国登録実用新案公報 1994-1997

日本国実用新案登録公報 1996-1997

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
P	J P, 9-11871, A (本田技研工業株式会社) 14, 1月, 1997 (14. 01. 97) 【要約】 (ファミリーなし)	1-3
A	J P, 7-228229, A (三菱自動車工業株式会社) 29, 8月, 1995 (29. 08. 95) 【要約】 (ファミリーなし)	1-3
A	J P, 4-221263, A (日産自動車株式会社) 11, 8月, 1992 (11. 08. 92) 【要約】 (ファミリーなし)	1-3
A	J P, 4-135958, A (マツダ株式会社) 11, 5月, 1992 (11. 05. 92) 第1頁右欄第13-20行, 第3頁下段左欄第7行-第4頁上段右欄第9行 (ファミリーなし)	1-3

☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」 先行文献ではあるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

18. 09. 97

国際調査報告の発送日

07.10.97

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

郵便番号100

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

藤井 新也



3 J

9241

電話番号 03-3581-1101 内線 3328